

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

REC'D 05 JAN 2005

WIPO

PCT

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 3 年 1 2 月 2 2 日
Date of Application:

出 願 番 号 特 願 2 0 0 3 - 4 2 5 1 0 9
Application Number:
[ST. 10/C]: [J P 2 0 0 3 - 4 2 5 1 0 9]

出 願 人 トヨタ自動車株式会社
Applicant(s): 豊田工機株式会社

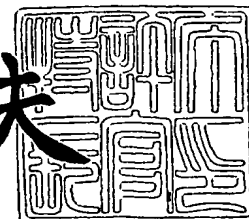
BEST AVAILABLE COPY

PRIORITY DOCUMENT
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH
RULE 17.1(a) OR (b)

2 0 0 4 年 5 月 1 0 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



【書類名】 特許願
【整理番号】 TSN0305779
【あて先】 特許庁長官殿
【国際特許分類】 F16D 3/205
【発明者】
 【住所又は居所】 愛知県刈谷市朝日町 1 丁目 1 番地 豊田工機株式会社内
 【氏名】 安藤 篤史
【発明者】
 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内
 【氏名】 佐藤 智彦
【発明者】
 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内
 【氏名】 松本 巧
【発明者】
 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内
 【氏名】 山本 武郎
【特許出願人】
 【識別番号】 000003207
 【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社
【特許出願人】
 【識別番号】 000003470
 【氏名又は名称】 豊田工機株式会社
【代理人】
 【識別番号】 100085361
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 池田 治幸
【手数料の表示】
 【予納台帳番号】 007331
 【納付金額】 21,000円
【提出物件の目録】
 【物件名】 特許請求の範囲 1
 【物件名】 明細書 1
 【物件名】 図面 1
 【物件名】 要約書 1
 【包括委任状番号】 0212036

【書類名】特許請求の範囲

【請求項 1】

内周面に軸方向のガイド溝が複数形成されるとともに、第 1 の軸に結合された中空の外側継手部材と、

第 2 の軸に結合されるとともに、該外側継手部材に收容される内側継手部材と、

該内側継手部材に設けられ、前記第 2 の軸の径方向に突き出し、先端部に凸球面が形成されている複数の脚軸と、

内周面に該脚軸の凸球面と係合する凹球面が形成されたインナローラと、前記外側継手部材のガイド溝に摺動可能に收容されるアウトローラとが転動体を介して互いに軸心方向に相対移動可能とされたローラユニットとを備え、

前記脚軸と前記インナローラとが互いに揺動可能とされている等速自在継手であって、

前記アウトローラの径方向外側面に円筒面が形成され、

前記外側継手部材のガイド溝の側面において該アウトローラの円筒面と係合する係合面が平面に形成され、

該アウトローラの円筒面が、以下の 2 式を満たすことを特徴とする等速自在継手。

$$(式 1) \quad W1 > PCR (1 - \cos \theta) / 2 + \mu_3 R_3 + \mu_2 R_1$$

$$(式 2) \quad W2 > 3 PCR (1 - \cos \theta) / 2 - \mu_3 R_3 + \mu_2 R_1$$

W1 は、円筒面の軸方向中心から外側継手部材外周側端部までの軸方向長さ、W2 は、円筒面の軸方向中心から外側継手部材中心側端部までの軸方向長さ、PCR は、内側継手部材の軸心から脚軸の凸球面の中心までの距離、 θ は要求される最大ジョイント角度、R1 はアウトローラの円筒面の半径、R3 はインナローラの凹球面の半径、 μ_2 はインナローラがアウトローラに対して軸心方向に相対移動する際の摩擦係数、 μ_3 は脚軸の凸球面とインナローラの凹球面との間の摩擦係数

【請求項 2】

前記アウトローラの円筒面の軸方向両側に、端部に向かって縮径するテーパ面が形成され、

前記ガイド溝の側面において、該アウトローラのテーパ面に対向する部分にも該アウトローラの軸方向両側に向かうほどアウトローラの軸心と外側継手部材の軸心とを含む平面に近づくテーパ面が形成されていることを特徴とする請求項 1 の等速自在継手。

【請求項 3】

前記アウトローラの円筒面の軸方向両側に曲面状の面取りが形成され、

前記ガイド溝の側面において該アウトローラの面取りに対向する部分に、凹曲面が形成されていることを特徴とする請求項 1 の等速自在継手。

【請求項 4】

前記アウトローラの円筒面の軸方向両側に、端部に向かって縮径するテーパ面が形成され、

前記ガイド溝の側面において該アウトローラのテーパ面に対向する部分に、外側継手部材内側に突き出す凸曲面が形成されていることを特徴とする請求項 1 の等速自在継手。

【書類名】明細書

【発明の名称】等速自在継手

【技術分野】

【0001】

本発明は、脚軸にダブルローラタイプのローラユニットが嵌合する型式の等速自在継手に関し、特に、脚軸に凸球面が形成され、インナローラにその凸球面と係合する凹球面が形成されている型式の等速自在継手に関する。

【背景技術】

【0002】

等速自在継手は、車両のドライブシャフトなどに使用される。かかる等速自在継手は、駆動側と従動側の2軸を連結し、2軸間に角度があっても等速で回転力を伝達するものであり、等速自在継手として、トリポード型に代表されるように、脚軸とローラとを有するタイプが知られている。トリポード型の等速自在継手は、半径方向に突出した3本の脚軸を備えた内側継手部材を一方の軸に結合し、軸方向に延びる3条のガイド溝を備えた中空円筒状の外側継手部材を他方の軸に結合し、脚軸と嵌合しているローラを外側継手部材のガイド溝内に収容することにより、2軸間を連結してトルクの伝達を行うようにしたものである。

【0003】

上記トリポード型の等速自在継手において、図10に示されるように、ローラ6を外側継手部材2のガイド溝2aに沿って平行移動させるために、ローラ6を、互いに軸方向へ相対移動可能なインナローラ6bとアウトローラ6aとからなるダブルローラとし、脚軸5aの先端部およびインナローラ6bの内周面をそれぞれ凸球面、凹球面とすることによって、脚軸5aとインナローラ6bとを互いに揺動可能としたものが知られている（たとえば、特許文献1）。このような構成にすると、ジョイント角が付与された状態での継手1の回転に伴って、脚軸5aと嵌合しているインナローラ6bはアウトローラ6aに対して軸方向に相対移動するが、アウトローラ6aは外側継手部材2のガイド溝2aに沿って平行移動するだけであるので、ローラ6全体がその軸方向へ変位する場合に比較して摩擦が少なくなる。そのため、摩擦によって生じる外側継手部材2の軸方向のスラスト力、およびそのスラスト力が原因となって生じる振動が抑えられる。

【0004】

このような構成の等速自在継手において、アウトローラの姿勢を安定させるため、アウトローラと外側継手部材のガイド溝との間の接触をアンギュラコンタクトとする場合がある。図11は、アウトローラ6aと外側継手部材2のガイド溝2aとの間の接触がアンギュラコンタクトとされている例を示す図であって、アウトローラ6aは、軸方向中心を通り軸線に垂直な平面に対して対称な接点A、Bにおいてガイド溝2aと接触している。

【特許文献1】特開2002-147482号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかし、外側継手部材の溝とアウトローラとの間の接触形状をアンギュラコンタクトとすると、次に詳しく説明するように、等速自在継手の回転に伴う脚軸とインナローラとの間の接点移動により、外側継手部材の軸方向（以下、Z軸方向という）にスラスト力が発生し、振動の原因となっていた。

【0006】

上記スラスト力が発生する理由を、図11に基づいて詳しく説明すると、まず、ジョイント角が付与されている状態で等速自在継手1が回転すると、脚軸5aおよび脚軸5aと嵌合しているインナローラ6bは、インナローラ6bの軸方向の両方向（以下、この方向をY方向という）に移動し、インナローラ6bとニードルベアリング7との間で摩擦が生じるので、脚軸5aとインナローラ6bとの接点においてその摩擦力と釣り合うような力が生じるように、その接点がインナローラ6bの内球面に沿って矢印Dで示すように移動

する。

【0007】

そのように、脚軸 5 a とインナローラ 6 b との接点が矢印 D で示すように移動すると、アウトローラ 6 a とニードルベアリング 7 との間で Z 軸まわりのモーメント M_z が生じる。そして、このモーメント M_z と釣り合いをとるために、負荷を受ける側の反対側である背面側のたとえば K 点において接触荷重 F_k が発生する。そして、接触荷重 F_k が発生している状態でローラユニット 6 が Z 軸方向へ移動させられると、K 点において摩擦力 R_k が発生する。さらに、この摩擦力 R_k により Y 軸まわりのモーメント M_y が生じるので、その摩擦力 R_k によって生じるモーメント M_y との釣り合いを取るために、負荷を受ける側におけるアウトローラ 6 a と外側継手部材 2 の接点 A、B においても摩擦力 R_a 、 R_b が発生する。図 12 は、その摩擦力 R_a 、 R_b の向きおよび大きさを説明するための図であって、図 11 の XII-XII 線矢視断面の概略図である。図 12 に示されるように、モーメント M_y を 0 とするために接点 A、B において生じる摩擦力 R_a 、 R_b は、摩擦力 R_k と同方向であるので、スラスト力は式 3 で示されるように 3 つの摩擦力 R_k 、 R_a 、 R_b の合力となり、また、摩擦力 R_a 、 R_b は、モーメント M_y の釣り合いの式である式 4 から定まる。従って、脚軸 5 a とインナローラ 6 b との間の接点移動によって、Z 軸方向に大きなスラスト力が生じるのである。

である。

$$(式3) \quad \text{スラスト力} = -(R_k + R_a + R_b)$$

$$(式4) \quad M_y = R_k \cdot d_1 - (R_a + R_b) \cdot d_2 = 0$$

d_1 、 d_2 は、X 軸方向におけるインナローラの軸心から K 点、A 点 (B 点) までの長さ

【0008】

本発明は、以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、回転中に生じるスラスト力を低く抑えることができる等速自在継手を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0009】

かかる目的を達成するための第 1 発明は、(a) 内周面に軸方向のガイド溝が複数形成されるとともに、第 1 の軸に結合された中空の外側継手部材と、(b) 第 2 の軸に結合されるとともに、その外側継手部材に收容される内側継手部材と、(c) その内側継手部材に設けられ、前記第 2 の軸の径方向に突き出し、先端部に凸球面が形成されている複数の脚軸と、(d) 内周面にその脚軸の凸球面と係合する凹球面が形成されたインナローラと、前記外側継手部材のガイド溝に摺動可能に收容されるアウトローラとが転動体を介して互いに軸心方向に相対移動可能とされたローラユニットとを備え、(e) 前記脚軸と前記インナローラとが互いに揺動可能とされている等速自在継手であって、(f) 前記アウトローラの径方向外側面に円筒面が形成され、(g) 前記外側継手部材のガイド溝の側面においてそのアウトローラの円筒面と係合する係合面が平面に形成され、(h) そのアウトローラの円筒面が、以下の 2 式を満たすことを特徴とする等速自在継手。

$$(式1) \quad W1 > PCR(1 - \cos \theta) / 2 + \mu_3 R_3 + \mu_2 R_1$$

$$(式2) \quad W2 > 3 PCR(1 - \cos \theta) / 2 - \mu_3 R_3 + \mu_2 R_1$$

$W1$ は、円筒面の軸方向中心から外側継手部材外周側端部までの軸方向長さ、 $W2$ は、円筒面の軸方向中心から外側継手部材中心側端部までの軸方向長さ、 PCR は、内側継手部材の軸心から脚軸の凸球面の中心までの距離、 θ は要求される最大ジョイント角度、 R_1 はアウトローラの円筒面の半径、 R_3 はインナローラの凹球面の半径、 μ_2 はインナローラがアウトローラに対して軸心方向に相対移動する際の摩擦係数、 μ_3 は脚軸の凸球面とインナローラの凹球面との間の摩擦係数

【0010】

第 2 発明は、第 1 発明の等速自在継手において、前記アウトローラの円筒面の軸方向両側に、端部に向かって縮径するテーパ面が形成され、前記ガイド溝の側面において、そのアウトローラのテーパ面に対向する部分にもそのアウトローラの軸方向両側に向かうほど

アウトローラの軸心と外側継手部材の軸心とを含む平面に近づくテーパ面が形成されていることを特徴とする。

【0011】

第3発明は、第1発明の等速自在継手において、前記アウトローラの円筒面の軸方向両側に曲面状の面取りが形成され、前記ガイド溝の側面においてそのアウトローラの面取りに対向する部分に、凹曲面が形成されていることを特徴とする。

【0012】

第4発明は、第1発明の等速自在継手において、前記アウトローラの円筒面の軸方向両側に、端部に向かって縮径するテーパ面が形成され、前記ガイド溝の側面においてそのアウトローラのテーパ面に対向する部分に、外側継手部材内側に突き出す凸曲面が形成されていることを特徴とする。

【発明の効果】

【0013】

第1発明によれば、式1の右辺は、脚軸が最も外側継手部材の径方向外側へ移動したときの、円筒面の軸方向中心から集中荷重位置までのアウトローラ軸方向における距離であり、式2の右辺は、脚軸が最も外側継手部材の径方向軸心側へ移動したときの、円筒面の軸方向中心から集中荷重位置までのアウトローラ軸方向における距離であることから、式1、2を満たすようにアウトローラの円筒面の軸方向長さを設定すれば、ジョイント角が θ 以下の範囲では、アウトローラの集中荷重点が円筒面から外れることがないので、脚軸とインナローラとの接点移動により生じるアウトローラを傾かせようとするモーメントが、外側継手部材のガイド溝の平面部とアウトローラの円筒面との間で吸収される。従って、背面側で生じる接触荷重が減少し、ひいては、摩擦力が低減される。従って、回転中のスラスト力を低く抑えることができる。

【0014】

第2発明、第3発明、第4発明によれば、アウトローラの軸方向外側端面と外側継手部材の内面とが接触することがより確実に防止される。さらに、第3発明は、第2発明および第4発明の態様よりも製造が容易であるという利点もある。

【発明を実施するための最良の形態】

【0015】

以下、本発明の実施の態様を図面を参照しつつ詳細に説明する。図1は、本発明が適用された等速自在継手10を、外側継手部材12の軸心ax1に直交する平面で切断した断面図であり、図2は、等速自在継手10を外側継手部材12の軸心ax1を含む平面で切断した断面図である。

【0016】

等速自在継手10は、ダブルローラタイプであり、外側継手部材12と、内側継手部材14と、ローラユニット15とを備えている。外側継手部材12は中空の部材であり、軸方向一方の端に底部20を有し、図示しない軸方向の他方は開口している。その底部20に、軸心が外側継手部材12の軸心ax1と重なるように第1の軸22が結合されることにより、外側継手部材12と第1の軸22とは一体化させられている。外側継手部材12の内周面には、軸心ax1方向に延びるガイド溝24が周方向に等間隔に3つ（図1には1つだけ示してある）形成されている。

【0017】

内側継手部材14は、外側継手部材12の図示しない開口からその外側継手部材12の内側へ導かれることにより、外側継手部材12内に收容される。内側継手部材14は円筒状のボス部26を備えており、ボス部26の内側には、第2の軸28がボス部26に対して相対回転不能に嵌め入れられる。また、そのボス部26から径方向に脚軸30が3つ（図1では1つだけ示してある）突き出している。この3つの脚軸30は互いの間隔が周方向に等間隔になるように突き出しており、脚軸30の先端部分には凸球面30aが形成されている。

【0018】

ローラユニット15は、インナローラ16とアウトローラ18とを備えている。そのインナローラ16は円筒状部材であり、インナローラ16の内周面には、脚軸30の凸球面30aと周方向の全部分において係合する凹球面16aが形成されており、インナローラ16はその軸心ax2方向に相対移動不能、且つ、軸心ax2回りに相対回転可能、且つ、互いに揺動可能にその脚軸30と嵌合している。

【0019】

アウトローラ18は円筒状部材であり、内周側にインナローラ16が嵌め入れられており、軸心はインナローラ16の軸心ax2と一致している。また、アウトローラ18は、その軸心ax2方向に移動不能且つ外側継手部材12の軸心ax1方向に摺動可能にガイド溝24に收容されている。このアウトローラ18の径方向外側面は、円筒面18aと、その円筒面18aの軸方向両側に形成されているテーパ面18bからなり、テーパ面18bは、端部すなわち軸方向外側へ向かうにつれ半径が直線的に減少するように形成されている。

【0020】

このアウトローラ18を收容するガイド溝24は、外側継手部材12の軸心ax1およびアウトローラ18の軸心ax2を含むに平行な平面とされた一对の平側面24aと、その平側面24aの内側（外側継手部材12の径方向軸心側）縁に連結された一对の内テーパ側面24bと、平側面24aの外側縁に連結された一对の外テーパ側面24cと、その一对の外テーパ側面24cを連結する連結面24dとにより形成されている。

【0021】

上記平側面24aの幅方向長さは、アウトローラ18の円筒面18aの軸方向長さと同じとされており、一对の平側面24aは、幅方向の全部においてアウトローラ18の円筒面18aと係合するので、この平側面24aは係合面として機能する。また、上記内テーパ側面24bおよび外テーパ側面24cは、アウトローラ18の軸心ax2方向両側に向かうほどその軸心ax2および外側継手部材12の軸心ax1を含む平面に近づくように形成され、且つ、それら内テーパ側面24bおよび外テーパ側面24cの傾斜は、それら内テーパ側面24bおよび外テーパ側面24cが、アウトローラ18のテーパ面18bおよびアウトローラ18の軸方向の端面と接触しないようにするため、アウトローラ18のテーパ面18bよりも緩やかとされている。

【0022】

また、アウトローラ18とインナローラ16との間には、転動体として機能するニードルローラ32が周方向に多数配置されており、アウトローラ18の内周面の軸方向両端部には、ニードルローラ32がアウトローラ18とインナローラ16との間から抜け出ることを防止するスナップリング34、36が固定されている。

【0023】

さらに、前記アウトローラ18の円筒面18aの長さは、下記式1、式2を満たすように設定されている。

$$(式1) \quad W1 > PCR(1 - \cos \theta) / 2 + \mu_3 R_3 + \mu_2 R_1$$

$$(式2) \quad W2 > 3PCR(1 - \cos \theta) / 2 - \mu_3 R_3 + \mu_2 R_1$$

ここで、W1は、円筒面18aの軸方向中心から外側継手部材外周側端部までの軸方向長さ、W2は、円筒面18aの軸方向中心から外側継手部材中心側端部までの軸方向長さ、PCRは、内側継手部材14の軸心から脚軸30の凸球面30aの中心までの距離、 θ は要求される最大ジョイント角度、R1はアウトローラ18の円筒面18aの半径、R3はインナローラ16の凹球面16aの半径、 μ_2 はインナローラ16とニードルローラ32との間の摩擦係数、 μ_3 は脚軸30の凸球面30aとインナローラ16の凹球面16aとの間の摩擦係数

【0024】

次に、上記式1を、図3、図4に基づいて詳しく説明する。この等速自在継手10は、脚軸30の先端に凸球面30aが形成され、インナローラ16の内周面にその凸球面30aと係合する凹球面16aが形成されているので、ジョイント角が付与されている状態で

等速自在継手 10 が回転した場合、従来と同様に、その回転に伴って、脚軸 30 およびインナローラ 16 がアウトローラ 18 に対してインナローラ 16 の軸心 $a x 2$ 方向両側へ相対移動するとともに、脚軸 30 とインナローラ 16 との接点 C が移動するので、外側継手部材 12 の軸心 $a x 1$ (以下、Z 軸という) に垂直な方向にアウトローラ 18 を傾かせようとする Z 軸まわりのモーメント M_z が発生する。

【0025】

ここで、アウトローラ 18 の円筒面 18a の軸方向長さおよびガイド溝 24 の平側面 24a の幅方向長さが十分に長いとした場合、前記モーメント M_z により、円筒面 18a および平側面 24a に荷重が作用する。この荷重は 1 点に作用しているとみなすことができ、その点のインナローラ 16 の軸心 $a x 2$ 方向 (以下、Y 軸方向という) の位置を集中荷重位置 P とすると、集中荷重位置 P は、脚軸 30 とインナローラ 16 との接点 C の移動により移動する。

【0026】

また、スラスト力の発生およびそのスラスト力が原因となる振動を低く抑えることが要求されるジョイント角度範囲の最大値を最大ジョイント角度 θ とし、その最大ジョイント角度 θ で等速自在継手 10 が回転させられている状態において、脚軸 30 の凸球面 30a の中心 O_2 が最も外側継手部材 12 の径方向外側に位置しているときの集中荷重位置 P を最上集中荷重位置 P1 とすると、図 3 および式 5 に示すように、アウトローラ 16 の中心 O_1 (すなわち、ジョイント角が 0° の状態における脚軸 30 の凸球面 30a の中心 O_2) から最上集中荷重位置 P1 までの Y 軸方向の長さは、ジョイント角 0° の状態に対する脚軸 30 の凸球面 30a の移動量 (以下、脚軸移動量という) $D(\theta)$ と、凸球面 30a の中心 O_2 から脚軸 30 とインナローラ 16 との接点 C までの Y 軸方向の長さ (以下、脚軸接点移動量という) L と、その接点 C から集中荷重位置 P (式 1 では最上集中荷重位置 P1) までの Y 軸方向の長さ S の和となる。

$$(式5) \quad D(\theta) + L + S$$

【0027】

上記脚軸移動量 $D(\theta)$ は、脚軸 30 のピッチ円半径 PCR (すなわち内側継手部材 14 の軸心 $a x 1$ から脚軸 30 の凸球面 30a の中心 O_2 までの距離) と最大ジョイント角度 θ から、幾何学的な計算により求められ、式 6 で表される。

$$(式6) \quad D(\theta) = PCR(1 - \cos \theta) / 2$$

【0028】

上記脚軸接点移動量 L は、図 4 から分かるように、式 7 により示される。

$$(式7) \quad L = R3 \cdot \sin \gamma$$

式 7 において、 $R3$ はインナローラ 16 の凹球面 16a の半径である。

また、 γ は非常に小さいことから、 $\sin \gamma \approx \tan \gamma$ と考えることができ、 $\tan \gamma$ は、接点 C における Y 軸方向の力の釣り合いを示す式 8 から求めることができる。

$$(式8) \quad F \cdot \tan \gamma = f_v \cdot \cos \gamma + f_i$$

式 8 において、 F は脚軸 30 が回転させられることによって脚軸 30 からインナローラ 16 に加えられる荷重、 f_v は接点 C の移動により生じる摩擦力、 f_i はニードルローラ 32 とインナローラ 16 との間の摩擦力である。

インナローラ 16 とニードルローラ 32 との間の摩擦係数を μ_2 、脚軸 30 の凸球面 30a とインナローラ 16 の凹球面 16a との間の摩擦係数を μ_3 とすると、 f_v 、 f_i は、それぞれ、式 9、式 10 のように表される。

$$(式9) \quad f_v = \mu_3 \cdot F / \cos \gamma$$

$$(式10) \quad f_i = \mu_2 \cdot F$$

この式 9、式 10 を式 8 に代入して変形すると、式 11 が得られる。

$$(式11) \quad \tan \gamma (\approx \sin \gamma) = \mu_3 + \mu_2$$

従って、脚軸接点移動量 L は、式 12 のように表すことができる。

$$(式12) \quad L = R3 \cdot \sin \gamma = R3 (\mu_3 + \mu_2)$$

【0029】

また、接点Cから最上集中荷重位置P1までのY軸方向の長さSは、インナローラ16とアウトローラ18のモーメントMzの釣り合いを表す式13から求められる。

(式13)

$$M_z = -(R_1 - R_3) \times (F \cdot \tan \gamma - f_v \cdot \cos \gamma) + F \times S = 0$$

図4から式14が示されるので、式13は式15のように変形することができる。

(式14) $F \cdot \tan \gamma - f_v \cdot \cos \gamma = f_i$

(式15) $-(R_1 - R_3) \times (f_i) + F \times S = 0$

さらに、式15に前記式10を代入すると式16が得られる。

(式16) $-(R_1 - R_3) \times \mu_2 \cdot F + F \times S = 0$

式16を変形することにより式17が得られる。

(式17) $S = \mu_2 (R_1 - R_3)$

【0030】

式6、式12、式17から、アウトローラ16の中心O1から最上集中荷重位置P1までのY軸方向の長さを表す式5は式18のようになり、式1の右辺が得られる。

(式18) $PCR(1 - \cos \theta) / 2 + \mu_3 R_3 + \mu_2 R_1$

【0031】

従って、アウトローラ18の円筒面18aの、軸方向中心から外側継手部材外周側端部までの軸方向長さをW1とした場合、W1が前記式1を満たす場合には、集中荷重位置Pが上側（外側継手部材外周側）に円筒面18aから外れることがなくなる。

【0032】

次に、上記式2を、図5、図6に基づいて詳しく説明する。最大ジョイント角度 θ で等速自在継手10が回転させられている状態において、脚軸30の凸球面30aの中心O2が最も外側継手部材12の径方向中心側に位置しているときの集中荷重位置Pを最下集中荷重位置P2とすると、図5および式19に示すように、アウトローラ16の中心O1から最下集中荷重位置P2までのY軸方向の長さは、脚軸移動量D(θ)から脚軸接点移動量Lを引いた値に、接点Cから集中荷重位置P（式2では最下集中荷重位置P2）までのY軸方向の長さSを加えた値となる。

(式19) $D(\theta) - L + S$

【0033】

上記脚軸移動量D(θ)は、脚軸30のピッチ円半径PCRと最大ジョイント角度 θ から、幾何学的な計算により求められ、式20で表される。

(式20) $D(\theta) = 3PCR(1 - \cos \theta) / 2$

【0034】

上記脚軸接点移動量Lは、図6から分かるように、前記式7により示される。

(式7) $L = R_3 \cdot \sin \gamma$

また、 γ は非常に小さいことから、 $\sin \gamma \approx \tan \gamma$ と考えることができ、 $\tan \gamma$ は、接点CにおけるY軸方向の力の釣り合いを示す式21から求めることができる。

(式21) $F \cdot \tan \gamma = f_v \cdot \cos \gamma - f_i$

式21に前記式9、式10を代入して変形すると、式22が得られる。

(式22) $\tan \gamma (\approx \sin \gamma) = \mu_3 - \mu_2$

従って、脚軸接点移動量Lは、式23のように表すことができる。

(式23) $L = R_3 \cdot \sin \gamma = R_3 (\mu_3 - \mu_2)$

【0035】

また、接点Cから最下集中荷重位置P2までのY軸方向の長さSは、インナローラ16とアウトローラ18のモーメントMzの釣り合いを表す式24から求められる。

(式24)

$$M_z = -(R_1 - R_3) \times (F \cdot \tan \gamma - f_v \cdot \cos \gamma) - F \times S = 0$$

前記式14を用いると、この式24は式25のように変形することができる。

(式25) $-(R_1 - R_3) \times (-f_i) - F \times S = 0$

さらに、式25に前記式10を代入すると式26が得られる。

$$(式26) \quad (R1 - R3) \times \mu_2 \cdot F + F \times S = 0$$

式26を變形することにより式27が得られる。

$$(式27) \quad S = \mu_2 (R1 - R3)$$

【0036】

式20、式23、式27から、アウトローラ16の中心O₁から最下集中荷重位置P2までのY軸方向の長さを表す式19は式28のようになり、式2の右辺が得られる。

$$(式28) \quad 3PCR(1 - \cos \theta) / 2 - \mu_3 R_3 + \mu_2 R_1$$

【0037】

従って、アウトローラ18の円筒面18aの、軸方向中心から外側継手部材軸心側端部までの軸方向長さをW2とした場合、W2が前記式2を満たす場合には、集中荷重位置Pが下側（外側継手部材軸心側）に円筒面18aから外れることがなくなる。

【0038】

以上、説明したように、本実施例によれば、式1の右辺は、脚軸30が最も外側継手部材12の径方向外側へ移動したときの、円筒面18aの軸方向中心から集中荷重位置Pまでのアウトローラ軸ax2方向における距離であり、式2の右辺は、脚軸30が最も外側継手部材12の径方向軸心側へ移動したときの、円筒面18aの軸方向中心から集中荷重位置Pまでのアウトローラ軸ax2方向における距離であることから、式1、2を満たすようにアウトローラ18の円筒面18aの軸方向長さを設定すれば、ジョイント角が θ 以下の範囲では、アウトローラ18の集中荷重点Pが円筒面18aから外れることがないので、脚軸30とインナローラ16との接点移動により生じるアウトローラ18を傾かせようとするモーメントM_zが、外側継手部材12のガイド溝24の平面部24aとアウトローラ18の円筒面18aとの間で吸収される。従って、背面側に生じる接触荷重が減少し、ひいては、摩擦力が低減される。従って、回転中のスラスト力を低く抑えることができる。

【0039】

また、本実施例によれば、アウトローラ18の円筒面18aの軸方向両側にテーパ面18bが形成され、そのテーパ面18bと対向するガイド溝24の側面にもテーパ側面24b、24cが形成されているので、アウトローラ18の軸方向外側端面と外側継手部材12の内面とが接触することがより確実に防止される。従って、その接触によって発生する摩擦力、およびそれが原因となるスラスト力が一層抑制される。

【0040】

以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

【0041】

たとえば、前述の実施例では、アウトローラ18の円筒面18aの軸方向両側の面はテーパ面18bとされ、そのテーパ面18bと対向するガイド溝24の側面もテーパ面24b、24cとされていたが、テーパ面18bに代えて、アウトローラ18の円筒面18aの軸方向両側に、図7、図8に示すような曲面状の面取り（R面）40が形成されていてもよく、また、ガイド溝24の平側面24aの両側に、テーパ面24b、24cに代えて、図8に示すような凹曲面42や、図9に示すような外側継手部材12内側に突き出す凸曲面44が形成されていてもよい。図7、図8、図9の場合にも、前述の実施例と同様に、アウトローラ18の軸方向外側端面と外側継手部材12の内面とが接触することがより確実に防止される。また、図8のように、アウトローラ18の円筒面18aの軸方向両側およびガイド溝24の平側面24aの両側がともにR面40、42とされている場合、前述の実施例の態様や、図7、図9に比較して製造が容易であるという利点もある。

【0042】

また、前述の実施例では、脚軸30の数は3つであったが、それ以上（4つ、5つなど）であってもよい。

【0043】

なお、上述したのはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種

々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【0044】

【図1】本発明が適用された等速自在継手を、外側継手部材の軸心に直交する平面で切断した断面図である。

【図2】図1の等速自在継手を、外側継手部材の軸心を含む平面で切断した断面図である。

【図3】図1と同じ切断面における等速自在継手の断面図であって、円筒面の軸方向中心から外側継手部材外周側端部までの軸方向長さW1を説明するための図である。

【図4】図3の要部拡大図である。

【図5】図1と同じ切断面における等速自在継手の断面図であって、円筒面の軸方向中心から外側継手部材中心側端部までの軸方向長さW2を説明するための図である。

【図6】図5の要部拡大図である。

【図7】本発明が適用された等速自在継手であって、図1とは別の等速自在継手のインナローラおよび外側継手部材付近を示す拡大図である。

【図8】本発明が適用された等速自在継手であって、図1、図7とは別の等速自在継手のインナローラおよび外側継手部材付近を示す拡大図である。

【図9】本発明が適用された等速自在継手であって、図1、図7、図8とは別の等速自在継手のインナローラおよび外側継手部材付近を示す拡大図である。

【図10】従来の等速自在継手の一例を示す図であって、特許文献1に記載されている等速自在継手を示す図である。

【図11】等速自在継手のアウトローラと外側継手部材のガイド溝との間の接触がアンギュラコンタクトとされている従来例を示す図である。

【図12】図11の接点A、Bにおいて発生する摩擦力R_a、R_bの向きおよび大きさを説明するための図であって、図11のXII-XII線矢視断面の概略図である。

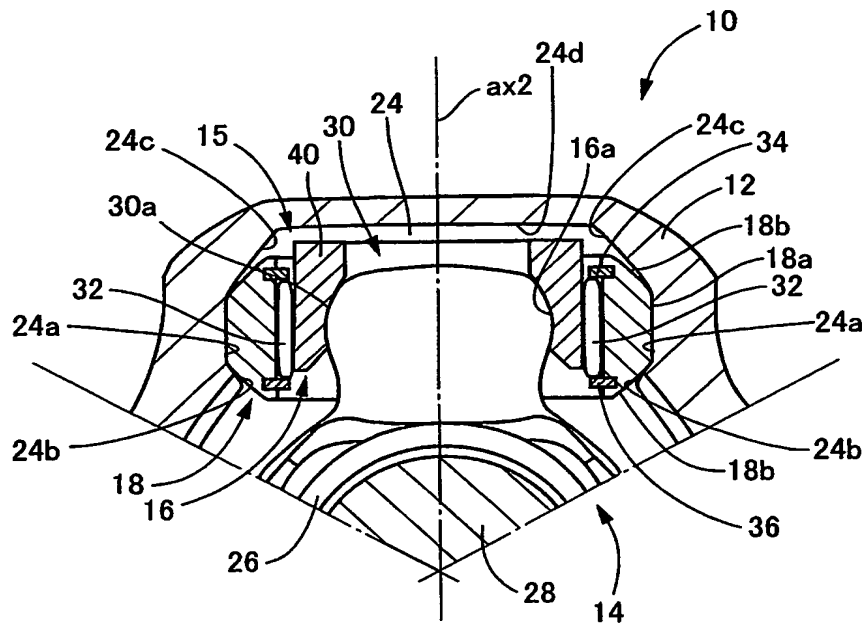
【符号の説明】

【0045】

10:等速自在継手、 12:外側継手部材、 14:内側継手部材、 15:ローラユニット、 16:インナローラ、 16a:凹球面、 18:アウトローラ、 18a:円筒面、 18b:テーパ面、 24:ガイド溝、 24a:平面側面(係合面)、 30:脚軸、 30a:凸球面、 32:ニードルローラ(転動体)

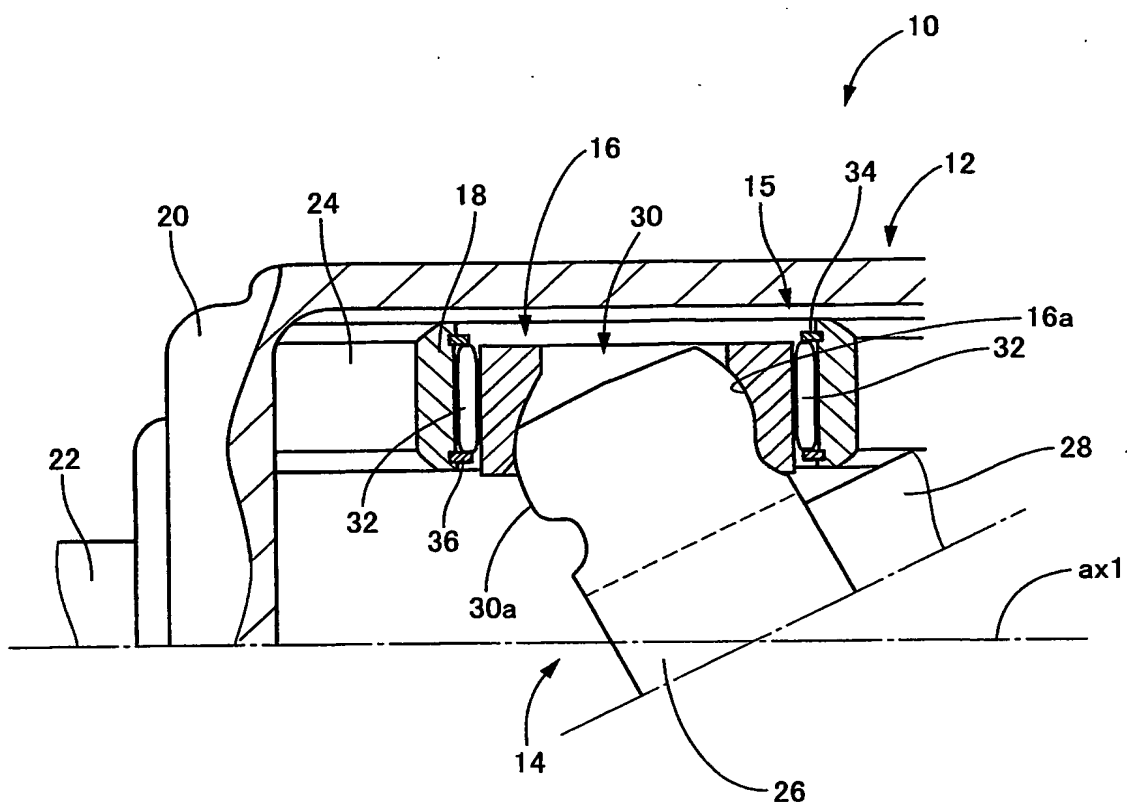
【書類名】 図面

【図 1】

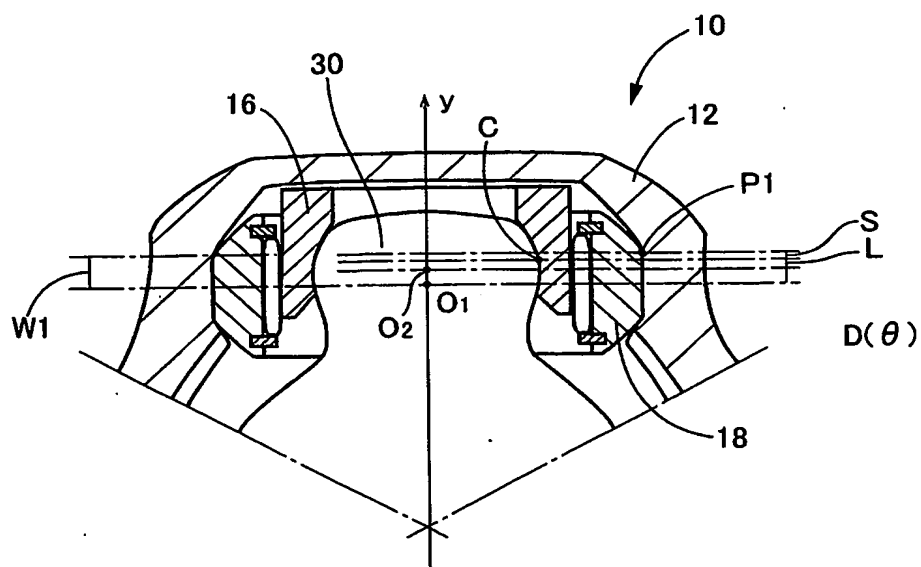


- | | | |
|------------|---------------|------------------|
| 12: 外側継手部材 | 14: 内側継手部材 | 15: ローラユニット |
| 16: インナローラ | 16a: 凹球面 | 18: アウタローラ |
| | | 18a: 円筒面 |
| 24: ガイド溝 | 24a: 平側面(係合面) | |
| 30: 脚軸 | 30a: 凸球面 | 32: ニードルローラ(転動体) |

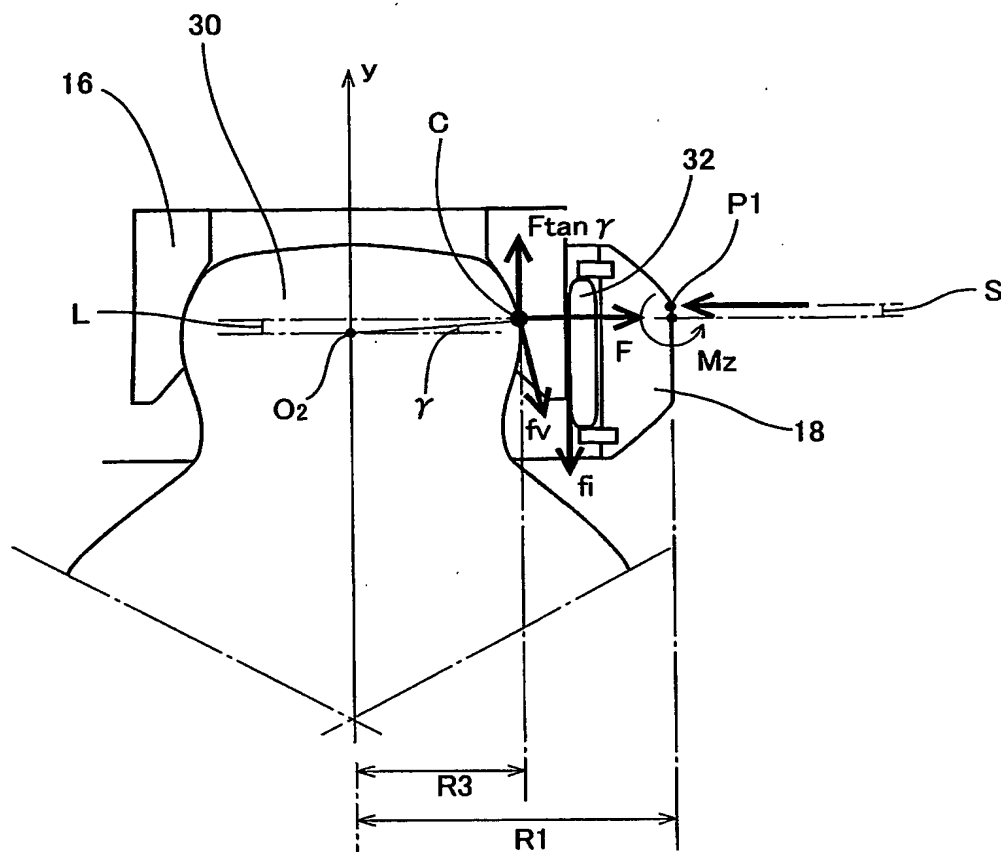
【図 2】



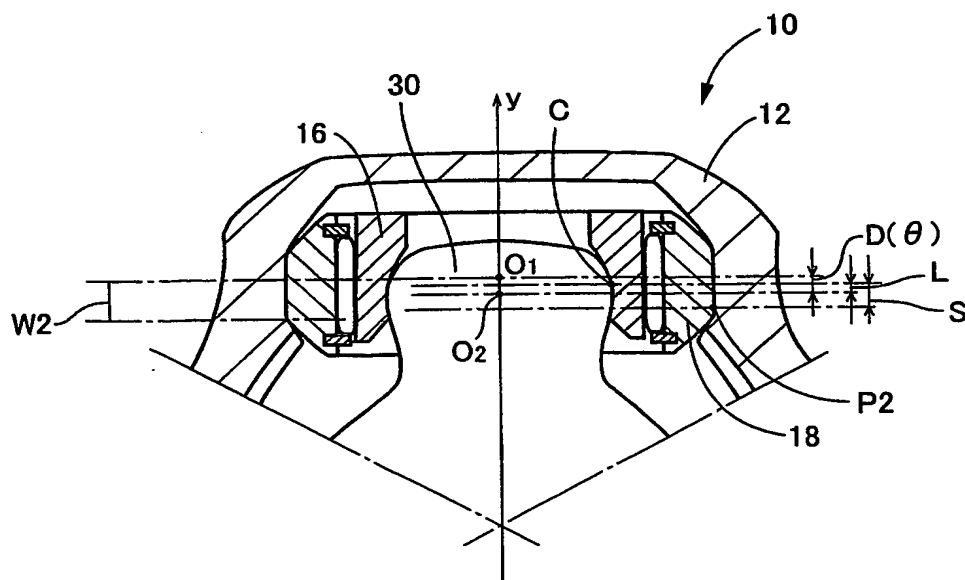
【圖 3】



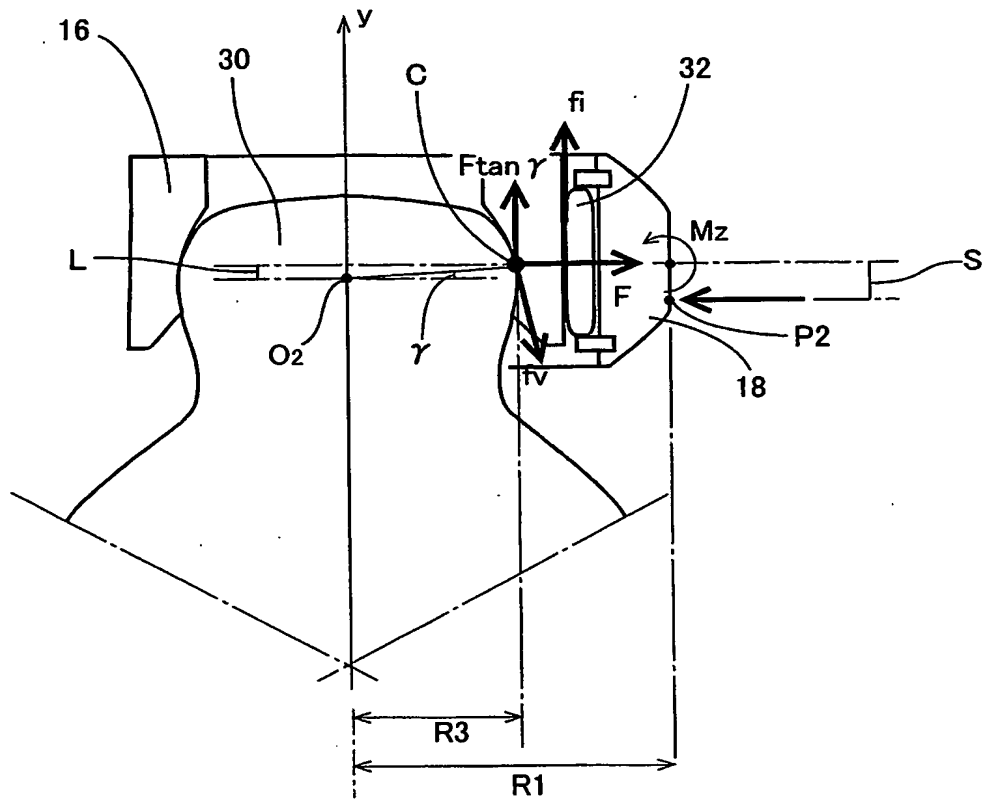
【図 4】



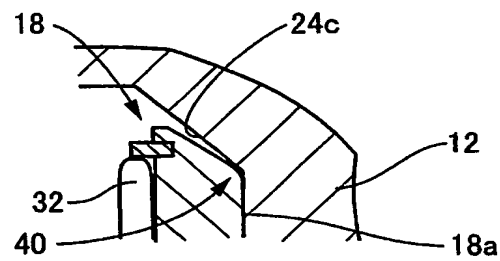
【図 5】



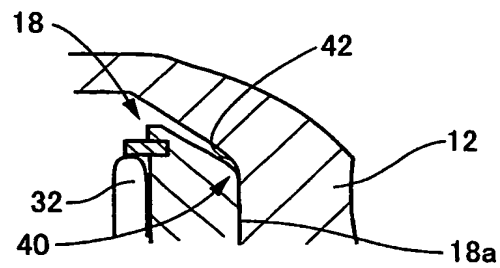
【図 6】



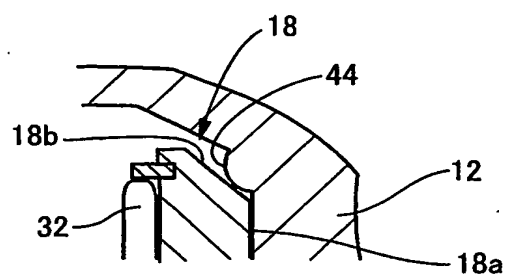
【圖 7】



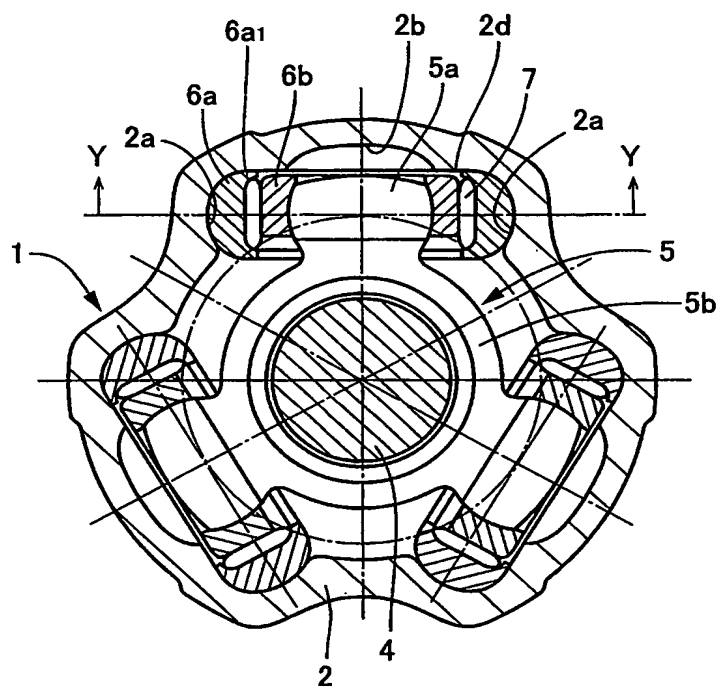
【図 8】



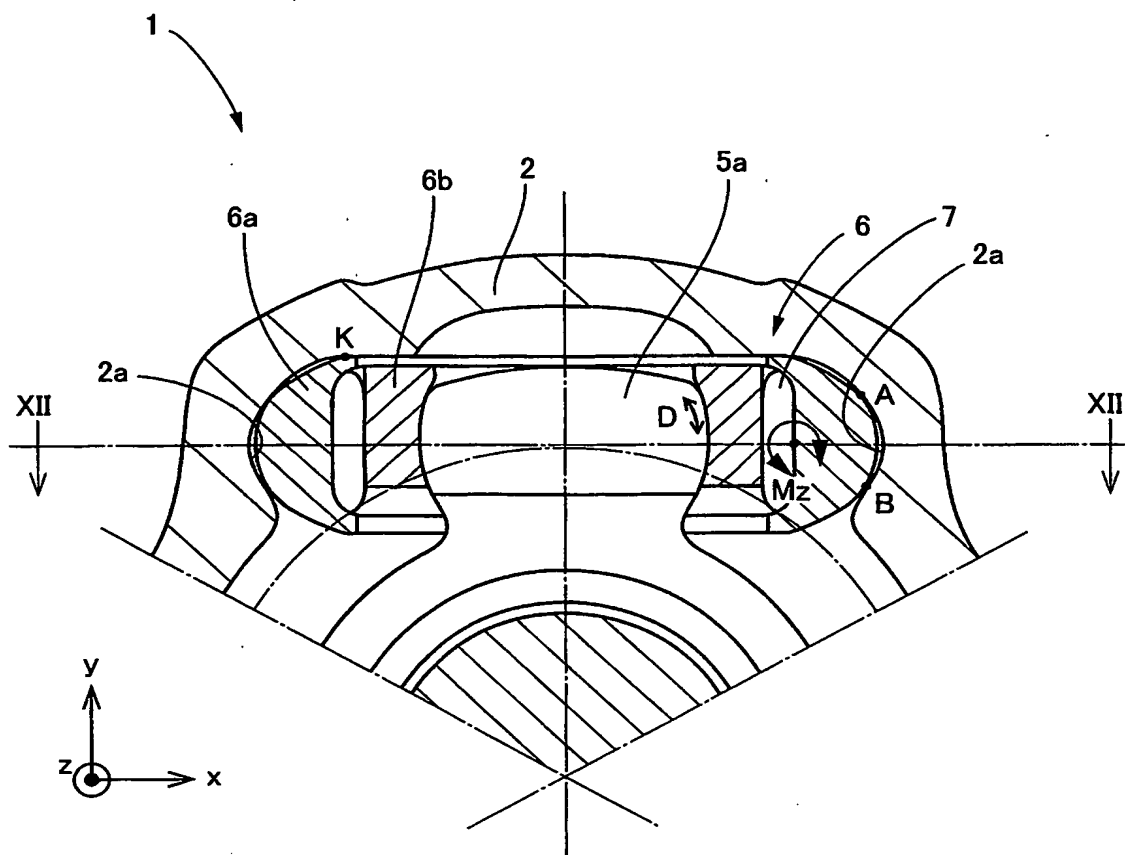
【図 9】



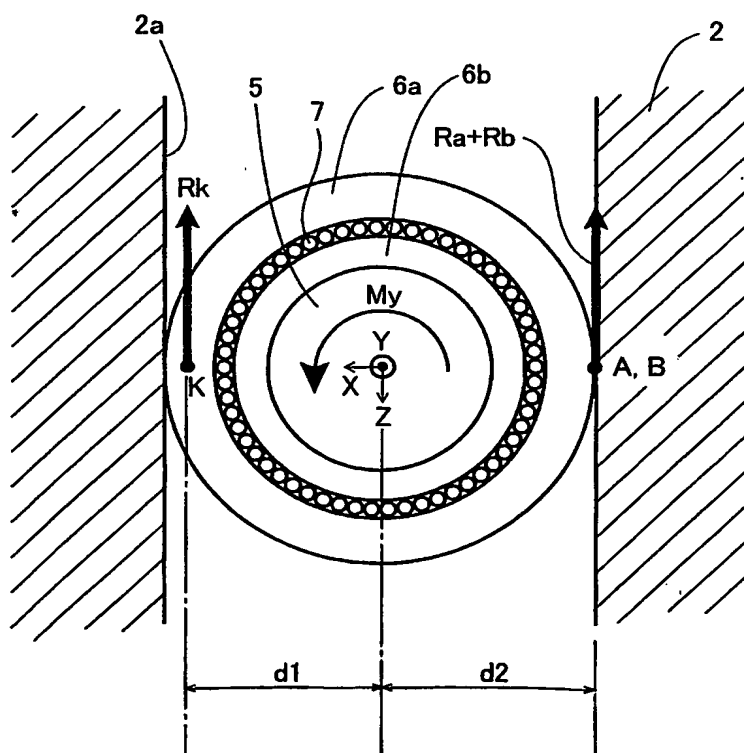
【図 10】



【図 11】



【図 12】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 回転中に生じるスラスト力を低く抑えることができる等速自在継手を提供する

。【解決手段】 ダブルローラタイプのローラユニット15を備えた等速自在継手10において、アウトローラ18の径方向外側面に円筒面18aを形成し、外側継手部材12のガイド溝24に上記円筒面18aと係合する平側面24aを形成し、円筒面18aを下記式1、2を満たすようにする。

$$(式1) \quad W1 > PCR (1 - \cos \theta) / 2 + \mu_3 R_3 + \mu_2 R_1$$

$$(式2) \quad W2 > 3 PCR (1 - \cos \theta) / 2 - \mu_3 R_3 + \mu_2 R_1$$

W1、W2は、円筒面18aの中心から軸方両端部までの長さ、PCRは、内側継手部材14の軸心から脚軸30の凸球面30aの中心までの距離、 θ は要求される最大ジョイント角度、R1は円筒面18aの半径、R3は凹球面16aの半径、 μ_2 はインナローラ16とニードルローラ32との間の摩擦係数、 μ_3 は凸球面30aと凹球面16aとの間の摩擦係数

【選択図】 図1

認定・付加情報

特許出願の番号	特願 2003-425109
受付番号	50302108800
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0092
作成日	平成15年12月24日

<認定情報・付加情報>

【提出日】 平成15年12月22日

特願 2003-425109

出願人履歴情報

識別番号

[000003207]

1. 変更年月日
[変更理由]

住 所
氏 名

1990年 8月27日
新規登録
愛知県豊田市トヨタ町1番地
トヨタ自動車株式会社

特願 2 0 0 3 - 4 2 5 1 0 9

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 0 0 3 4 7 0]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 2 4 日

[変更理由]

新規登録

住 所

愛知県刈谷市朝日町 1 丁目 1 番地

氏 名

豊田工機株式会社

This Page is inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☒ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLORED OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REPERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images
problems checked, please do not report the
problems to the IFW Image Problem Mailbox**